



Europäisches
Patentamt

European
Patent Office

Office européen
des brevets

Bescheinigung

Certificate

Attestation

Die angehefteten Unterlagen stimmen mit der ursprünglich eingereichten Fassung der auf dem nächsten Blatt bezeichneten europäischen Patentanmeldung überein.

The attached documents are exact copies of the European patent application described on the following page, as originally filed.

Les documents fixés à cette attestation sont conformes à la version initialement déposée de la demande de brevet européen spécifiée à la page suivante.

Patentanmeldung Nr. Patent application No. Demande de brevet n°

02025181.5

'EXPRESS MAIL' LABEL NO.: *EV330254537*
I HEREBY CERTIFY THAT THIS PAPER IS BEING DEPOSITED WITH THE UNITED STATES POSTAL SERVICE EXPRESS MAIL POST OFFICE TO ADDRESSEE'S SERVICE UNDER 37 CFR. 1.10 IN AN ENVELOPE PREPAID TO: THE COMMISSIONER OF PATENTS, P.O. BOX 1450, ALEXANDRIA, VA 22313-1450, ON THIS DATE. THE COMMISSIONER IS HEREBY AUTHORIZED TO CHARGE ANY FEES ARISING HEREFROM AT ANY TIME TO ACCOUNT 18-0877.

11-12-03
DATE

Conrad J. Horst
SIGNATURE

Der Präsident des Europäischen Patentamts;
Im Auftrag

For the President of the European Patent Office

Le Président de l'Office européen des brevets
p.o.

R C van Dijk

R C van Dijk



Anmeldung Nr:
Application no.: 02025181.5
Demande no:

Anmeldetag:
Date of filing: 11.11.02
Date de dépôt:

Anmelder/Applicant(s)/Demandeur(s):

BorgWarner Inc.
3001 West Big Beaver Road, Suite 200
Troy,
Michigan 48084
ETATS-UNIS D'AMERIQUE

Bezeichnung der Erfindung/Title of the invention/Titre de l'invention:
(Falls die Bezeichnung der Erfindung nicht angegeben ist, siehe Beschreibung.
If no title is shown please refer to the description.
Si aucun titre n'est indiqué se referer à la description.)

Leitgitter variabler Geometrie

In Anspruch genommene Priorität(en) / Priority(ies) claimed /Priorité(s)
revendiquée(s)
Staat/Tag/Aktenzeichen/State/Date/File no./Pays/Date/Numéro de dépôt:

Internationale Patentklassifikation/International Patent Classification/
Classification internationale des brevets:

F01D/

Am Anmeldetag benannte Vertragstaaten/Contracting states designated at date of
filing/Etats contractants désignées lors du dépôt:

AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR IE IT LI LU MC NL PT SE SK TR

LEITGITTER VARIABLER GEOMETRIE

5

Gebiet der Erfindung

Die Erfindung bezieht sich auf ein Leitgitter variabler Geometrie für Turbinen, insbesondere für einen Turbolader. Insbesondere bezieht sich die Erfindung auf ein solches Leitgitter, welches einen um eine zentrale Achse herum angeordneten Kranz von Leitschaufeln, die ihrerseits jeweils um eine Schwenkachse herum verschwenkbar sind und mit ihren Schwenkachsen in einem einen Schaufellagerring rund die zentrale Achse gelagert sind. Zur Verschwenkung ist ein Verstellring vorgesehen, der seinerseits relativ zum Schaufellagerring um die zentrale Achse verschwenkbar ist, sowie ein Verbindungsgetriebe, über das der Verstellring mit den Schaufeln zum Verstellen von deren Winkellage jeweils um ihre Schwenkachsen verbunden ist und bei dem erstes der Verbindungsglieder eine Öffnung aufweist, in der ein zweites Verbindungsglied verschiebbar geführt ist.

Hintergrund der Erfindung

Zum Verstellen der Leitschaufeln eines Leitgitters variabler Geometrie sind bereits die verschiedensten Getriebe, wie aus der US-A-4,179,247 oder der US-A-5,146,752, bekannt geworden. Gerade die letztere zeigt, wie umständlich die einzelnen Teile des Leitgitters am Gehäuse zu montieren sind, da verschiedene Teile ineinander gesteckt, gepaßt und miteinander verbunden werden müssen, insbesondere beim Einbau in einen Turbolader - oder zumindest in eine Turbineneinheit.

25

Nun ist aus der US-A-5,028,208 ein Leitgitter der eingangs genannten Art bekannt geworden. Dabei sitzen an Schwenkwellen der Leitschaufeln Hebel, deren Ende mit einer Gabelöffnung versehen ist. In dieser Gabelöffnung gleitet ein sich mit seiner Längsachse etwa parallel zur zentralen Achse erstreckender Stein oder Stift, der mit dem Verstellring bewegt wird (Kulissensteingetriebe). Der Nachteil dieses Getriebes ist, daß gerade dann, wenn die auf die Leitschaufeln durch das Gas wirkenden Kräfte auf diese das größte Drehmoment ausüben, das vom Verstellring ausgeübte Drehmoment relativ gering ist. Dies ist bei Verbrennungsmotoren geringerer Leistung auch ein geringeres Problem. Ein merkliches Problem (auch hinsichtlich Abnutzung etc.) wird es aber besonders bei Verbrennungsmotoren mit höherer Leistung.

Dies wird auch dann ein Problem hinsichtlich der automatischen Verstellung, insbesondere für die Steuerung eines Bremsbetriebes. Diesbezüglich ist auf die US-Patente Nr. 5,123,246; 5,444,980 und 6,148,793 zu verweisen, die alle elektronische Regelungen vorsehen.

5

Kurzfassung der Erfindung

Der Erfindung liegt somit die Aufgabe zugrunde, ein Verbindungsgetriebe an einem Leitgitter der oben genannten Art zu schaffen, das verlässlicher arbeitet, zumal das zur Verstellung auf die Leitschaufeln ausgeübte Verstellmoment in seinem Verlauf bei der Verstellung etwa auch dem Gegenmoment entspricht, das auf die Leitschaufeln wirkt.

15

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe in überraschend unkomplizierter Weise dadurch gelöst, daß das zweite Verbindungsglied als am zugehörigen Ring schwenkbar geführter Lenker ausgebildet ist, und daß das zweite Verbindungsglied in annähernd radialer Richtung in die Öffnung des ersten Verbindungsgliedes eintaucht.

20

Durch die Erfindung wird also das bekannte Kulissensteingetriebe durch ein Getriebe ersetzt, das etwa eine Kombination eines Lenkergetriebes (es erfolgt eine Schwenk- und eine Verschiebebewegung) mit einem Kurbel- oder Kurbelschlaufengetriebe (die Eintauchbewegung des Lenkers in die Öffnung ist etwa ähnlich der Bewegung eines Kolbens einer Dampflokomotive) darstellt und gegebenenfalls als „Schlepphebelgetriebe“ bezeichnet werden könnte. Wie unten noch gezeigt wird, wird dadurch eine beinahe perfekte Anpassung des Verstellmoments an die auf die Leitschaufeln wirkenden Momente erreicht.

25

An sich könnte der Lenker an der jeweiligen Schwenkwelle einer Leitschaufel befestigt sein und in eine Öffnung des ersten Verbindungsgliedes eintauchen, welches am Verstellring gelagert ist. Es hat sich bei Versuchen jedoch als günstiger erwiesen, wenn das zweite Verbindungsglied als am zugehörigen Ring schwenkbar geführter Lenker ausgebildet ist, und das zweite Verbindungsglied in annähernd radialer Richtung in die Öffnung des ersten Verbindungsgliedes eintaucht.

30

Die einfachste Ausbildung des miteinander zusammenwirkenden Paars aus Lenker und Öffnung könnte darin bestehen, daß der Lenker als Rundstange ausgebildet ist, die in eine zylindrische Bohrung des ersten Verstellgliedes eintaucht. Dies erfordert jedoch eine sehr genaue Führung auf einer verhältnismäßig kurzen Führungsstrecke. Deshalb ist es bevorzugt, wenn der schwenkbare Lenker (Schlepphebel) einen eckigen Querschnitt,

allenfalls mit abgerundeten Ecken, insbesondere einen etwa viereckigen Querschnitt besitzt, denn die Praxis hat gezeigt, daß damit Führungsprobleme nicht auftreten. Dabei ist ein zusätzlicher axialer Freiheitsgrad des Lenkers bzw. Schlepphebels gegeben.

5 Man muß sich natürlich vor Augen halten, daß alle diese zusammenwirkenden Teile auch montiert – und allenfalls auch leicht demontierbar – sein müssen. Deshalb ist es bevorzugt, wenn die Öffnung des ersten Verstellgliedes als Nut, insbesondere als gegen die Leitschaufeln gewandte Nut, ausgebildet ist, in die man den Lenker einfach in axialer Richtung einfügt. Dadurch ist es vor allem einfacher, sämtliche Lenker in ihre zugehörigen
10 Öffnungen einzusetzen.

Kurzbeschreibung der Zeichnungen

Weitere Einzelheiten der Erfindung ergeben sich an hand der nachfolgenden Beschreibung von in der Zeichnung schematisch dargestellten Ausführungsbeispielen. Es zeigen:

15 Fig. 1 einen Turbolader in Perspektivansicht, teilweise im Schnitt, an dem die vorliegende Erfindung zur Anwendung kommt;

20 Fig. 2 eine Perspektivansicht eines ersten erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels,
von dem die

Fig. 3 eine einzelne Verstellwelle mit Leitschaufel veranschaulicht;

25 Fig. 4 eine Perspektivansicht einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung, deren
Funktion an Hand der

Fig. 5-7 näher erläutert wird;

30 Fig. 8 ein Teil eines leicht perspektivisch gezeigten weiteren Ausführungsbeispiels mit
dem Leitschaufelkranz unter Weglassung des Schaufellagerringes; und

Fig. 9 ein Diagramm der Charakteristik des auf die resultierenden Leitschaufelmomente
bei unterschiedlichen Belastungen mit den Kurven eines herkömmlichen Turboladern und eines erfindungsgemäßen Turboladers.

35 Detaillierte Beschreibung der Erfindung

Gemäß Fig. 1 weist in Turbolader 1 in üblicher Weise einen Turbinengehäuseteil 2 und einen damit verbundenen Kompressorgehäuseteil 3 auf, die entlang einer Rotationsachse R angeordnet sind. Der Turbinengehäuseteil 2 ist teilweise im Schnitt gezeigt, so daß darin ein Schaufellagerring 6 ein radial äußeres Leitgitter bildende, über den Umfang ver-
5 teilte Leitschaufeln 7 um ihre den Schaufellagerring 6 durchsetzenden Schwenkachsen 8 verdreht, so daß sie zwischen einander Düsenquerschnitte bilden, die je nach der Lage der Leitschaufeln 7, nämlich radial (wie dargestellt) oder mehr tangential, größer oder kleiner sind und den in der Mitte an der Achse R gelagene Turbinenrotor 4 mehr oder
10 weniger mit dem über einen Zuführkanal 9 zugeführten und über einen zentralen Stutzen 10 abgeführten Abgas eines Motors beaufschlagen, um über den Turbinenrotor 4 einen auf derselben Welle sitzenden Kompressorrotor 21 anzutreiben.

Um die Bewegung bzw. die Lage der Leitschaufeln 7 zu steuern, ist eine Betätigungssein-
richtung 11 vorgesehen. Diese kann an sich beliebiger Natur sein, doch ist es bevorzugt,
15 wenn sie, in an sich herkömmlicher Weise, ein Steuergehäuse 12 aufweist, das die Steuerbewegung eines an ihr befestigten Stoßelgliedes 14 steuert, dessen Bewegung über ein Verstellgetriebe mit einem Kulissenteil 16 und einem Schlepphebel 17 auf einen hinter dem Schaufellagerring 6 (links dahinter in Fig. 1) gelegenen Verstellring 5 in eine leichte Drehbewegung desselben umzusetzen. die Einzelheiten dieses Verbindungsgetriebes
20 werden später noch erläutert.

Durch diese Drehbewegung werden über die Wellen 8 die Leitschaufeln 7 hinsichtlich ihrer Drehlage relativ zum Turbinenrotor 4 so verstellt, daß sie aus einer etwa tangential verlaufenden einen Extremstellung in eine etwa radial verlaufende andere Extremlag
25 verstellbar sind. Dadurch wird das über den Zuführkanal zugeführte Abgas eines Verbrennungsmotors mehr oder weniger dem Turbinenrotor 4 zugeführt, bevor es bei dem sich entlang der Drehachse R erstreckenden Axialstutzen 10 wieder austritt.

Zwischen dem Schaufellagerring 6 und einem ringförmigen Teil 15 des Turbinengehäuse-
30 teiles 2 verbleibt ein relativ schmaler Raum 13 um den Schaufeln 7 eine freie Beweglichkeit zu gestatten. Natürlich darf dieser Schaufelraum 13 nicht wesentlich größer als die Breite der Schaufeln 7 sein, weil dann die Abgasenergie Leckverluste erleiden würde. Anderseits darf der Schaufelraum 13 aber auch nicht zu knapp bemessen sein, weil dann die Schaufeln 7 klemmen könnten.

BEST AVAILABLE COPY

In Fig. 2 ist zur Verdeutlichung des Zusammenwirkens der Schaufellagerring lediglich strich-punktiert angedeutet, so daß man dahinter die Schlepphebel 17 in kreisrunde Bohrungen 18 eintauchen sieht. Die Schlepphebel 17 sind jeweils mittels Schwenkzapfen 19 am Verstellring 5 gelagert und erstrecken sich jeweils in annähernd radialer Richtung (aus welcher Richtung sie allerdings nach der einen und der anderen Seite jeweils etwas ausschwenken). Der Verstellring 5 wird hier an Stelle von einem pneumatischen Steuergähuse von einem Elektromotor 12' aus zu einer leichten Drehbewegung rund um die zentrale Achse R angetrieben. Der Elektromotor 12' kann Bestandteil eines Regelkreises sein, wie er in einem der oben erwähnten US-Patente Nr. 5,123,246; 5,444,980 und 6,148,793 beschrieben ist, die im wesentlichen mit Kennparametern des Verbrennungsmotors arbeiten. Es kann allerdings vorteilhaft sein, in den Regelkreis etwa auch die Temperatur eines Katalysators als Parameter einzubeziehen, beispielsweise um eine den Turbolader umgehende By-pass-Leitung, sei es über eine den Abgassammler des Verbrennungsmotors unmittelbar mit dem Katalysator verbindende By-pass-Leitung oder über ein sogenanntes Wastegate, mit dem Katalysator zu verbinden (um diesen nach dem Start rasch aufzuheizen). Darin liegt eine von den übrigen hier beschriebenen Merkmalen unabhängige Erfindung. Damit kann das heiße Abgas zur Vermeidung von Abkühlung im Turbolader direkt dem Katalysator zur Aufheizung zugeführt werden. Der Algorithmus bzw. die Verknüpfung des gemessenen Temperaturwertes mit den motorspezifischen Werten kann eine Fuzzy-Regelung oder ein neuronales Netz – d.h. also eine gewichtende Funktion – sein.

Wie besonders an Hand der Fig. 5-7 ersichtlich ist, verschieben sich damit die Schwenkzapfen 19 um einen bestimmten Winkelbetrag gegenüber den ortsfest angeordneten Schwenkwellen 8, an denen die Leitschaufeln 7 sitzen. Damit aber werden auch die Schwenkwellen mit einer besonderen Bewegungs- und Momentencharakteristik innerhalb des Schaufellagerrings 6 verschwenkt. Dabei ergibt es sich, daß die maximale Flächenpressung von Schlepphebel 17 auf die Flächen der Öffnung 18 bzw. umgekehrt relativ gering ist, so daß auch die Abnutzung gering und die Zuverlässigkeit hoch ist. Denn die Pressung erfolgt stets mindestens annähernd senkrecht auf die jeweilige Fläche, so daß keine einseitige Belastung entsteht.

Der Verstellring 5 ist ein relativ schmaler Ring, dessen innere Begrenzung in der Darstellung der Fig. 2 etwa dort liegt, wo auch die strich-punktierte Kontur 6' des Schaufellagerrings 6 zu sehen ist. Damit kann der Verstellring auf den Enden der Schwenkwellen 8 gelagert und zentriert werden. Da aber wegen des Übersetzungsverhältnisses zwischen Verstellring 5 und Verstellwellen 8 die letzteren sich rascher drehen als der Verstellring 5,

BEST AVAILABLE COPY

Ist es vorteilhaft, an den Enden wenigstens eines Teils der Schwenkwellen 8 eine frei drehbare Lagerrolle 22 anzubringen, wie dies besonders aus Fig. 3 ersichtlich ist.

Dadurch, daß die Schlepphebel 17 am Verstellring 5 gelagert sind, ergibt sich eine einfache und leicht herstellbare Form der Einheit aus Leitschaufeln 7 und Schwenkwellen 8, wie dies Fig. 3 veranschaulicht. Natürlich wäre aber auch eine umgekehrte Anordnung denkbar, indem ein Kulissentell entsprechend dem Teil 16 an Stelle der Schwenkzapfen 19 angeordnet und die Schlepphebel 17 von den Schwenkwellen rechtwinkelig abstehen würden. Dies würde aber die Herstellung der in Fig. 3 gezeigten Einheit komplizierter gestalten.

Während bei der Ausführung nach den Fig. 2 und 3 die von den Schlepphebeln 17 durchgesetzten Öffnungen 18 von kreisrunden Bohrungen gebildet sind, soll an Hand der folgenden Figuren eine Ausführung gezeigt werden, die eine an dem die Kulisse bildenden Teil 16 vorgesehene, einseitig offene Nut 18' anwendet. Diese Ausführung hat sich in der Praxis besonders bewährt und ist deshalb bevorzugt. In den folgenden Figuren besitzen Teile gleicher Funktion dieselben Bezugszeichen wie in den vorigen Figuren, Teile ähnlicher Funktion jeweils dasselbe Bezugszeichen, aber mit einem Zusatz.

In Fig. 4 sind die Ringe 5 und 6 sowie ein Montagering 23 zu sehen. Zwischen dem Montagering 23 und dem Schaufellagerring 6 erstreckt sich der Schaufelraum 13, in dem der Kranz von Leitschaufeln 7 rund um die zentrale Achse R untergebracht ist. Im Schaufellagerring 6 sind dann wiederum die hier nicht sichtbaren Schwenkwellen 8 (vgl. Fig. 3) gelagert, die vorzugsweise einstückig mit der jeweiligen Leitschaufel 7 geformt sind, wie dies auch die Fig. 3 veranschaulicht.

An dem in Fig. 4 linken, nach links aus dem Schaufellagerring 6 herausragenden Ende der Schwenkwellen ist wieder ein die Kulisse bildender Teil 16' vorgesehen, der jedoch eine quer zu seiner Schwenkachse verlaufende, gegen den Verstellring hin offene Nut 18' aufweist, die die den jeweiligen Schlepphebel 17 aufnehmende Öffnung bildet. Die Schlepphebel 17 können besonders bei dieser Ausführung mit ebenen Flächen auf die Innenfläche der Nut 18' drücken und sind so einem gleichmäßigen, geringen Flächen- druck ausgesetzt. Um diese ebenen Flächen zu erhalten, ist es vorteilhaft, wenn der jeweilige, um den Schwenkzapfen 19 schwenkbare Schlepphebel 17 einen eckigen Querschnitt, allenfalls mit abgerundeten Ecken, insbesondere einen etwa viereckigen Querschnitt besitzt.

BEST AVAILABLE COPY

An Hand der Fig. 5-7 wird nun die Funktion dieses Getriebes erläutert. Dabei ist in jeder der Figuren nur ein einziger Kulissenteil 16 in verschiedenen Stellungen zusammen mit dem zugehörigen Schlepphebel 17 gezeigt. Bewegt sich der Verstellring 5 in Richtung des Pfeiles a (Uhrzeigersinn), so ist aus einem Vergleich der Fig. 5 bis 7 ersichtlich, daß auch die Schwenkhebel 17 um ihren Schwenkpunkt 19 im Uhrzeigersinn schwenken. Diese letztere Schwenkung macht im vorliegenden Beispiel etwa 40° aus, während die Schwenkbewegung des Verstellringes 5 viel kleiner ist. Somit ergibt sich – je nach Be- trachtung - eine Über- bzw. eine Untersetzungswirkung.

10

In der Stellung nach Fig. 5 schließt beispielsweise die untere Endfläche 17a des im Querschnitt etwa rechteckigen Schlepphebels 17 mit der Außenfläche des Kulissenteiles 16 bündig ab. Die Krafteinleitung ist gering und der Schlepphebel 17 überdeckt also die als Nut 18' ausgebildete Öffnung vollständig. Diese Nut 18' ist von den hier nicht gezeigten Leitschaufeln abgewandt, doch wären Konstruktionen denkbar, bei denen sie den Leitschaufeln zugewandt sind, doch sind solche Konstruktionen komplizierter und platzaufwendiger und deshalb nicht bevorzugt.

20

Bewegt sich der Verstellring 5 in Richtung des Pfeiles a um etwa 20° in eine Mittelstellung nach Fig. 6, so taucht der Schlepphebel tiefer in die Nut 18', d.h. die Krafteinleitung wird größer, und die Reaktionskraft F_r (d.h. die Flächenpressung zwischen der Innenseite der Nut 18' und der Außenseite des Schlepphebels 17) entsprechend den dargestellten Kraftpfeilen F_r wird, auf Grund des sich schließenden Leitgitters, stetig höher. Hier ist der tiefste Eintauchpunkt des Schlepphebels 17 in die als Nut 18' ausgebildete Öffnung des Kulissenteiles 16. In dieser Lage ist der Schlepphebel 17 bezüglich der zentralen Achse R (vgl. Fig. 2) etwa radial ausgerichtet und der Abstand seiner Endfläche 17a von dieser zentralen Achse R ist am geringsten. Übrigens ist an Hand der Zylinderrolle 22 (vgl. Fig. 3) in Fig. 6 auch gut zu sehen, wie der Verstellring 5 auf dieser Zylinderrolle (und natürlich auch sämtlichen anderen, hier nicht gezeigten Zylinderrollen) gelagert ist. Hier handelt es sich somit in vorteilhafter Weise um eine Wälzlagierung des Verstellringes 5.

30

Bei weiterer Drehung des Verstellringes 5 um etwa weitere 20° wird die Stellung nach Fig. 7 erreicht. Da die Ausbildung in diesem Ausführungsbeispiel symmetrisch ist (was, wie später noch erläutert wird, nicht unbedingt erforderlich ist), schließt auch hier wiederum die Endfläche 17a bündig mit der Außenfläche des Kulissenteiles 16 ab, d.h. die Innenfläche der Nut 18' zwischen den beiden Pfeilen F_r (Fig. 7) wird zur Übertragung der Flächenpressung weiterhin voll ausgenutzt. Bei der Drehung von Fig. 6 zur Fig. 7 induziert

aber das maximale Druckgefälle M_D die maximale Flächenpressung F_r zwischen der Innenseite der Nut 18' zwischen den beiden Pfeilen F_r und der Außenfläche des im Querschnitt vorzugsweise viereckigen Schlepphebels.

5 Die obigen Erläuterungen gelten natürlich analog für eine Ausführung mit einem kreisrunden Bohrloch 18 gemäß den Fig. 2 und 3; sie gelten aber auch im wesentlichen im Falle einer umgekehrten Anordnung, bei der die Schlepphebel 17 an der den Teil 16 tragenden Schwenkwellen 8 befestigt sind und in eine Öffnung eines dem Teil 16 entsprechenden Teiles eintauchen, der an Stelle des Schwenkzapfens 19 vorgesehen wird. Es wird aber
10 auch verständlich, warum es vorteilhaft ist, den Schlepphebel 17 im Querschnitt eckig, insbesondere viereckig, (evt. mit abgerundeten Ecken) auszubilden, weil ja dann die Flächenpressung in allen Punkten senkrecht auf die Fläche wirkt.

Aus der oben ersichtlichen Funktion läßt sich erkennen, daß die Querschnittsform des
15 Schlepphebels 17 zwar bevorzugt eine viereckige sein wird, daß aber auch andere Querschnittsformen denkbar sind, ohne die grundsätzliche Funktion zu verändern. Beispielsweise wäre eine (nicht bevorzugte) Sechseck-Querschnittsform denkbar. Ferner wäre
denkbar, daß die Schlepphebel 17 etwa T-förmig ausgebildet sind, wobei der Querbalken
20 des T als Abdeckfläche über der Stirnfläche des Kulissenteiles 16 liegt und eine den Stamm des T bildende Rippe in die Nut 18' eingreift. Dies würde allerdings die axiale Baudimension etwas vergrößern und brächte zudem eine schwieriger zu fertigende Form mit sich.

Die zu den in den Fig. 5-7 gezeigten Stellungen der Schlepphebel gehörigen Stellungen
25 der Leitschaufeln 7 läßt sich am besten aus Fig. 8 herleiten, die eine Ausführungsvariante mit gekröpften Schlepphebeln in einer Stellung zeigt, die etwa derjenigen der Fig. 5 entspricht (Geschlossenstellung der Leitschaufeln 7, maximales auf sie wirkendes Moment). Dabei ist ersichtlich, daß die Geschlossenstellung der Leitschaufeln 7 (etwa bei Bremsbetrieb) ungefähr dann erreicht ist, wenn die Gabel 28 wenigstens nahezu parallel zu einer
30 Mittelebene P3 liegt. Allerdings ist die Erfindung nicht darauf beschränkt; vielmehr könnte die Gabel 28 statt zueinander paralleler Gabelzinken auch gekrümmte aufweisen, wenn eine besondere Abänderung der Charakteristik erwünscht ist.

In Fig. 8 ist der Verstellring 5 auf am (nicht gezeigten) Schaufellagerring 6 befestigten
35 Lagerrollen 24 gelagert und so von den Schwenkwellen 8 etwas weiter entfernt, so daß sich die Länge der Schlepphebel 17 gegenüber den vorherigen Ausführungsformen ver-

größert. Analog dazu können im Falle der Verwendung von Zylinderrollen 22 zur Lagerung des Verstellringes 5 über den Umfang verteilt beispielsweise nur drei solcher Rollen 22 vorgesehen sein. Will man allerdings an Stelle der Lagerrollen 24 die Zylinderrollen 22 (Fig. 3) einsetzen, so führt dies zu Problemen bei der Verwendung einer Nut 18' als Öffnung. In diesem Fall können entweder die über die Ebene des jeweiligen Schlepphebels 17 hinaus verlängerten, die Nut 18' begrenzenden Segmentteile als Lager für die Zylinderrolle 22 dienen (was nicht immer vorteilhaft ist), oder – bezogen auf Fig. 3 – man ordnet die Zylinderrolle 22 statt an der Leitschaufel 7 abgekehrten Stirnseite des Kulissenteiles 16 und der Leitschaufel 7 zugekehrten Stirnseite des Kulissenteiles 16 an, in welchem Falle die Schlepphebel 17 mit den Nuten 18' an der dem Schaufellagerring 6 abgekehrten Seite des Verstellringes 5 zusammenwirken würden, während der Verstellring 5 selbst an den so angeordneten Zylinderrollen 5 gelagert wäre. Man sieht, daß also die Verwendung der um die Achse der jeweiligen Schwenkwellen 8 drehbaren Zylinderrollen 22 – wo immer sie angeordnet werden – eine vorteilhafte Lagerung des Verstellringes 5 ergibt und daher unabhängig von der Verwendung eines Schlepphebelgetriebes eine eigene Erfindung darstellt.

Der Verstellring 5 hat an seinem Umfang einen viereckigen Kulissenstein 25 befestigt, der um eine Drehachse 26 schwenkbar ist. An diesem Kulissenstein 25 greift eine mit einer Welle 27 schwenkbare, die zugehörige Kulisse bildende Gabel 28 an. An der Welle 27 ist ein Verstellarm 29 befestigt, der um die geometrische Achse der Welle 27 entweder vom Stoßel 14 des Steuergehäuses 12 (vgl. Fig. 1) oder vom Servo-Motor 12' schwenkbar ist, um über die Gabel 28 den Verstellring 5 um die zentrale Achse R zu verschwenken.

Abweichend von vorherigen Ausführungsbeispielen mit Schlepphebeln 17, deren Längsachse A durch den Schwenkpunkt 19 verläuft, sind hier leicht gekröpfte Schlepphebel 17' vorgesehen, die sich als besonders günstig erwiesen haben. Die Kröpfung ist dabei so bemessen, daß zwei Ebenen P1, P2 durch die zentrale Achse R miteinander einen Winkel β einschließen. Dieser Winkel β ist relativ klein und sollte maximal 12° betragen, liegt aber vorzugsweise darunter, so daß er maximal 9° beträgt. In der Praxis wurde ein Winkel β von maximal 6° , z.B. etwa 2° als besonders günstig befunden.

Man kann die Kröpfung auch als Winkel δ zwischen der durch die geometrische Achse der Schwenkwellen 8 und die zentrale Achse R verlaufenden Ebene P2 und der Längsachse A der Schlepphebel 17' definieren. Dieser Winkel δ wird bei kleinem Druckgefälle im Raum 13 (Fig. 1) groß s in und verkleinert sich mit der Vergrößerung der auf die Leit-

schaufeln 7 wirkend n Last (d.h. Fig. 8 zeigt den kleinsten, bei dieser Ausführungsform vorkommenden Winkel δ). Es ist aus diesem Grunde verständlich, warum es bevorzugt ist, die gegenseitige Winkellage der jeweiligen Öffnung 18 bzw. 18' so zu wählen (die mit der Richtung der Längsachse A übereinstimmt), daß bei der in Fig. 8 dargestellten geschlossenstellung der Leitschaufeln 7 (Bremsbetrieb) die Längsachse A eines Schlepphebels 17' zur Radialebene P2 auf die zentrale Achse R einen von Null abweichenden Winkel δ einnimmt (wenn bei einer Ausrichtung der Längsachse A auf diese Radialebene in dieser Lage der Leitschaufeln 7 der Kraft- bzw. Momentenverlauf ungünstig wäre). Der Winkel δ ist für die jeweilige Konstruktion (auftretende Kräfte, Flächenpressung zwischen Öffnung 18 bzw. 18' und Außenfläche der Schlepphebel, zur Verfügung stehende Stellkräfte) zu wählen, sollte aber bevorzugt zwischen 25° und 15° liegen, beispielsweise bei annähernd 20°. Im vorliegenden Ausführungsbeispiel beträgt er etwas zwischen 21° und 22°, liegt also im bevorzugten Bereich von $20^\circ \pm 2^\circ$.

15 Eine andere Definition läßt sich durch den Kröpfungswinkel γ zwischen den durch die abgekröpften Abschnitte des Schlepphebels 17 verlaufenden Längsachsen A, A' erreichen. Dieser Winkel γ sollte im Bereiche von 170-120° liegen und vorzugsweise etwa 140° betragen.

20 Wie besonders aus Fig. 9 hervorgeht, kann mit dieser Anordnung deutlich mehr Kraft induziert werden, was bedeutet, daß der den Hebel 29 betätigende Drehsteller (12 oder 12') erheblich entlastet wird. Dabei muß allerdings im Bremspunkt (geschlossenes Leitgitter) ein gewisser Kraftverlust in Kauf genommen werden, der aber etwa bei einem Winkel β von 6° einem Wert von $[1-\cos(6^\circ)] = 0.547\%$ entspricht und somit verschwindend klein ist. Bei solchen gekröpften Schlepphebeln 17' wird – bezogen auf die Stellungen nach den Fig. 5-7 – wird im Bereich zwischen den Stellungen der Fig. 6 und 7 mehr Verstellweg bei geringerer Kraft umgesetzt. Je mehr sich aber die Stellung der Schlepphebel 17' derjenigen nähert, die der Fig. 5 entspricht, um so größer wird die Kraft. Messungen haben ergeben, daß bei nur um 3° geöffneten Leitschaufeln 7, das auf sie wirkende Moment bereits um mehr als 30% (gemessen wurden 31.25%) abfällt. Dieser SOLL-Charakteristik für ein Getriebe wird aber durch das erfindungsgemäß Schlepphebelgetriebe, und besonders dem nach Fig. 8, in besonderem Maße Rechnung getragen.

35 Die Fig. 1 zeigt den Charakteristikverlauf eines herkömmlichen Leitgitters c_1 in einem Turbolader im Vergleich mit dem Verlauf c_2 bei einem erfindungsgemäß Leitgitter. Dabei ist das Schaufelmoment M_s in Nm dem Verstellwinkel α des die Momente aufneh-

menden Verstellhebels 29 (Fig. 8) gegenübergestellt. Es ist ersichtlich, daß das größte Moment M_S bei 0° (d.i. gegenüber der Radialausrichtung -20°), somit also gerade dann erreicht wird, wenn die Leitschaufeln 7 und der Verstellhebel 29 sich in der in Fig. 8 dargestellten Lage befinden und dem größten auf sie wirkenden Moment standhalten müssen. Nach rechts dagegen sinkt das Moment stark ab, erreicht aber bis 40° (d.i. gegenüber der Radialausrichtung $+20^\circ$) nie einen Nullwert (darf auch nicht). Zu bemerken ist auch, daß die Kurve c_2 bald nach ihrem Schnittpunkt D2 (Ende des Arbeitsbereiches) auf ein Moment von Null sinkt und damit innerhalb des Arbeitsbereiches zwischen Nullast (im Punkte D2) und Bremslast (linker oberer Punkt) etwa symmetrisch liegt, was einen weiteren Vorteil der erfindungsgemäßen Konstruktion darstellt. Denn vergleichsweise hatte bei der bekannten Konstruktion mit der Charakteristik c_1 der Verstellhebel 29 einen etwas größeren Weg von fast 43° zu durchfahren, kam aber auch viel später als die Kurve c_2 auf die X-Achse, womit die Charakteristik c_1 eine deutliche Asymmetrie aufwies. Dies äußerte sich auch darin, daß das maximale Moment, dem die bekannte Konstruktion standhalten konnte, nicht bei Winkel $\alpha = 0$ lag, sondern bei etwa $5-6^\circ$. Dazu kommt, daß der Verstellwinkel für die Kurve c_1 kleiner ist als bei c_2 .

Im Rahmen der Erfindung sind zahlreiche Varianten möglich; beispielsweise braucht das erfindungsgemäße Leitgitter nicht unbedingt in Turboladern eingesetzt werden, sondern ließe sich auch für andere Turbinen oder auch für Sekundärluftpumpen verwenden.

Bezugszeichenliste

1	Turbolader	2	Turbinengehäuseteil
3	Kompressorgehäuseteil	4	Turbinenrotor
5	5 Verstellring	6	Schaufellagerring
7	Leitschaufeln	8	Schwenkwellen
9	Zuführkanal	10	zentraler (Axial-)Stutzen
11	Betätigungsseinrichtung	12	Steuergehäuse
13	Schaufelraum	14	Stößelglied
10	15 Teil v. 2	16	Kulissenteil
17	Schlepphebel	18	Bohrungen
19	Schwenkzapfen	20	Antriebsarm
21	Kompressorrotor	22	Lagerrolle
23	Montagering	24	Lagerrolle
15	25 Kulissenstein	26	Drehachse
	27 Welle	28	Gabel

Patentansprüche

5 1. Leitgitter variabler Geometrie für Turbinen, insbesondere für einen Turbolader (1), das folgendes aufweist:
 einen um eine zentrale Achse (R) herum angeordneten Kranz von Leitschaufeln (7),
 die ihrerseits jeweils mittels einer Schwenkwelle (8) herum verschwenkbar sind;
 einen Schaufellagerring (6) zum Lagern der Leitschaufeln (7) und ihrer Schwenkwellen (8) rund die zentrale Achse (R);
 einen Verstellring (5), der relativ zum Schaufellagerring (6) um die zentrale Achse (R) verschwenkbar ist; und
 ein Verbindungsgetriebe (16-19), über das der Verstellring (5) mit den Schaufeln (7) zum Verstellen von deren Winkellage jeweils mittels ihrer Schwenkwellen (8) verbunden ist und bei dem ein erstes der Verbindungsglieder (16) eine Öffnung (18) aufweist, in der ein zweites Verbindungsglied (17) verschiebbar geführt ist;
15 dadurch gekennzeichnet, daß
 das zweite Verbindungsglied als am zugehörigen Ring schwenkbar geführter Schlepphebel (17) ausgebildet ist, und daß dieser Schlepphebel (17) in annähernd radialer Richtung in die Öffnung (18) des ersten Verbindungsgliedes (16) eintaucht.

20 2. Leitgitter nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der schwenkbare Schlepphebel (17) am Verstellring (5) schwenkbar gelagert ist.

25 3. Leitgitter nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der schwenkbare Schlepphebel (17) einen eckigen Querschnitt, allenfalls mit abgerundeten Ecken, insbesondere einen etwa viereckigen Querschnitt besitzt.

30 4. Leitgitter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der schwenkbare Schlepphebel (17) im wesentlichen in allen seinen Stellungen an der gesamten Länge der Innenfläche der Öffnung (16; 16') anliegt.

35 5. Leitgitter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der schwenkbare Schlepphebel (17) eine Längsachse (A, A') aufweist, die gegenüber seinem Schwenkpunkt (19) abgekröpft ist, wobei der Abkröpfwinkel (β) vorzugsweise so gewählt ist, daß durch die zentrale Achse (R) verlaufende Ebenen (P1, P2), wel-

che einerseits auch durch die Mitte einer jeweiligen Schwenkwelle (8) und anderseits durch den Schwenkpunkt (19) eines Schlepphebels (17) verlaufen, miteinander einen Winkel von maximal 12° , vorzugsweise maximal 9° , insbesondere von maximal 6° , z.B. von ca. 2° , einnehmen bzw. daß der Winkel (γ) zwischen den durch die abgekröpften Abschnitte des Schlepphebels verlaufenden Längsachsen $170-120^\circ$, vorzugsweise etwa 140° , beträgt.

6. Leitgitter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Öffnung des ersten Verstellgliedes (16') als Nut (18'), insbesondere als von den Leitschaufeln (7) abgewandte Nut (18'), ausgebildet ist.

7. Leitgitter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß an wenigstens einem Teil der Schwenkwellen (8) eine Lagerfläche für den Verstellring (5) vorgesehen ist, die vorzugsweise von einer Lagerrolle (22) gebildet ist.

8. Leitgitter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Längsachse (A) jedes der Schlepphebel (17) bei geschlossenen Leitschaufeln (7) zu einer Radialebene (r) einen von Null abweichenden Winkel (δ) einschließt, der vorzugsweise im Bereich von 15° bis 25° liegt und insbesondere annähernd $20^\circ \pm 2^\circ$ beträgt.

ZUSAMMENFASSUNG

5

Ein Turbolader weist ein Turbinengehäuse (2) mit mindestens einem Zuführkanal (9) für Abgas auf, in dem mindestens ein Turbinenrotor drehbar gelagert ist. Dem Turbinenrotor wird das Abgas über ein den Turbinenrotor (4) radial außen umgebenden Leitgitter variabler Turbinengeometrie zugeführt. Das Leitgitter besitzt einen Schaufellagerring, an dem jeweils an einer zugehörigen Welle (8) eine Vielzahl von um ihre Welle (8) verstellbaren Schaufeln (7) in einem begrenzten Schaufelraum rund um den Turbinenrotor gelagert ist. Ein Verstellring (5) ist relativ zum Schaufellagerring (6) um die zentrale Achse (R) verschwenkbar und verstellt die Leitschaufeln (7) mittels eines Verbindungsgetriebes (16-19), über das der Verstellring (5) mit den Schaufeln (7) über ihre Schwenkwellen (8) verbunden ist. Ein erstes der Verbindungsglieder (16) dieses Verbindungsgetriebes (16-19) weist eine Öffnung (18) auf, in der ein zweites Verbindungsglied (17) verschiebbar geführt ist. Dieses zweite Verbindungsglied ist als am zugehörigen Ring schwenkbar geführter Schlepphebel (17) ausgebildet, der in annähernd radialer Richtung in die Öffnung (18) des ersten Verbindungsgliedes (16) eintaucht.

10

15

20

(Fig. 8)

1/6

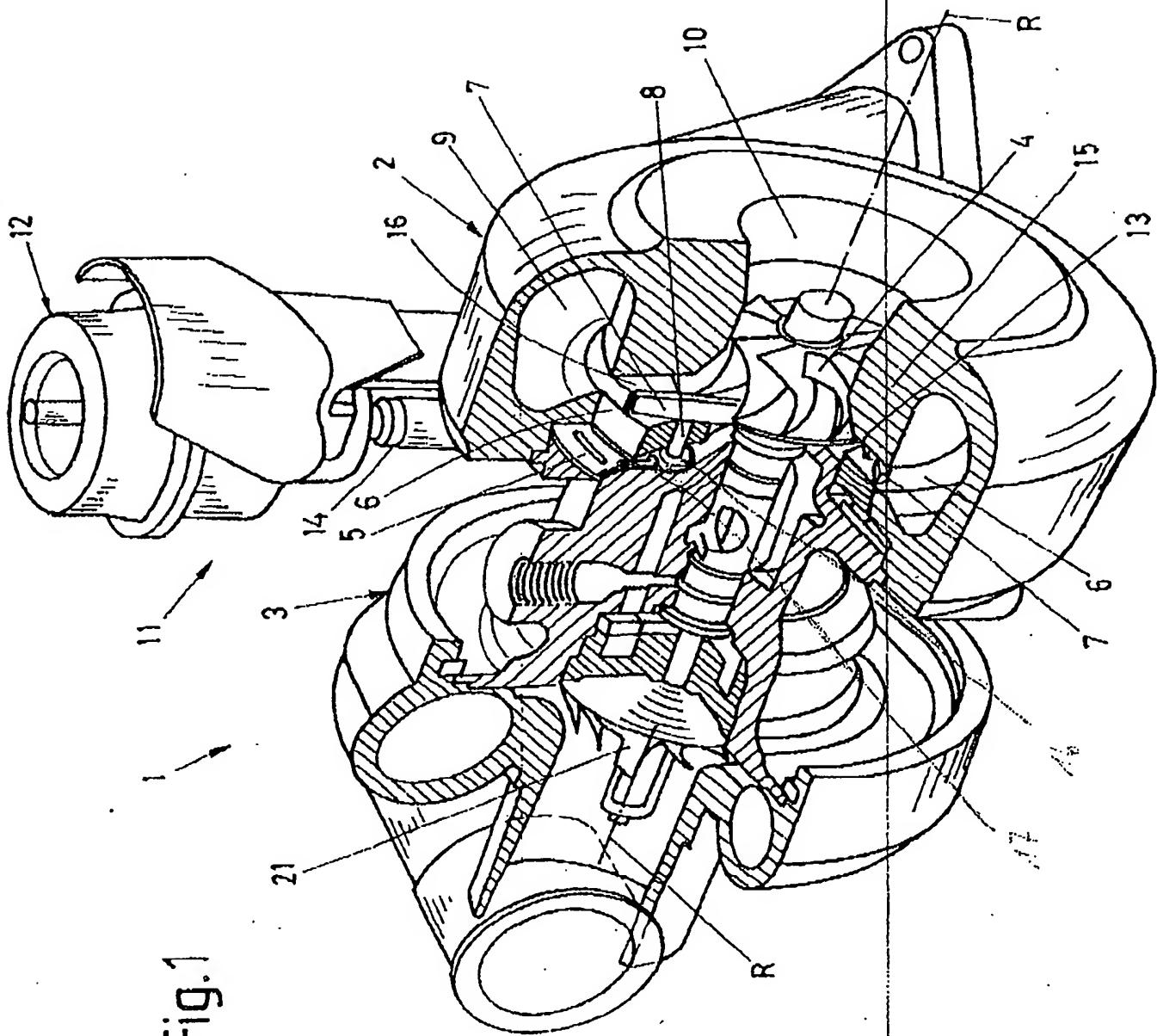


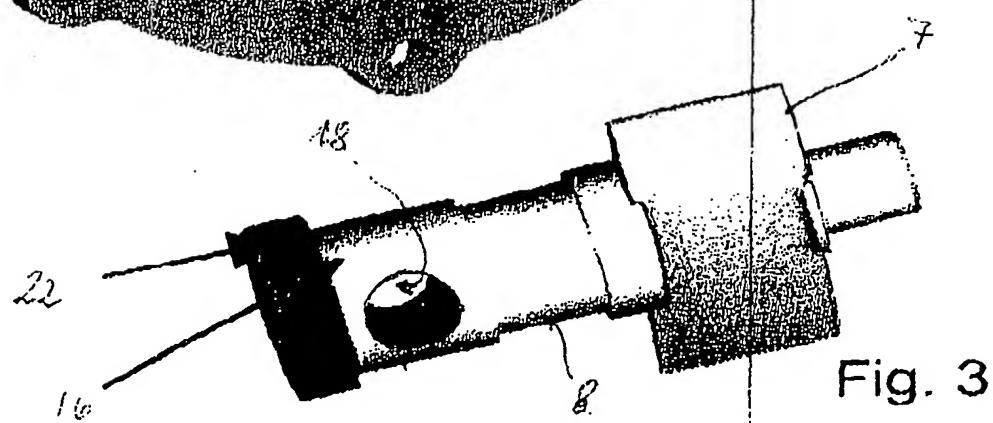
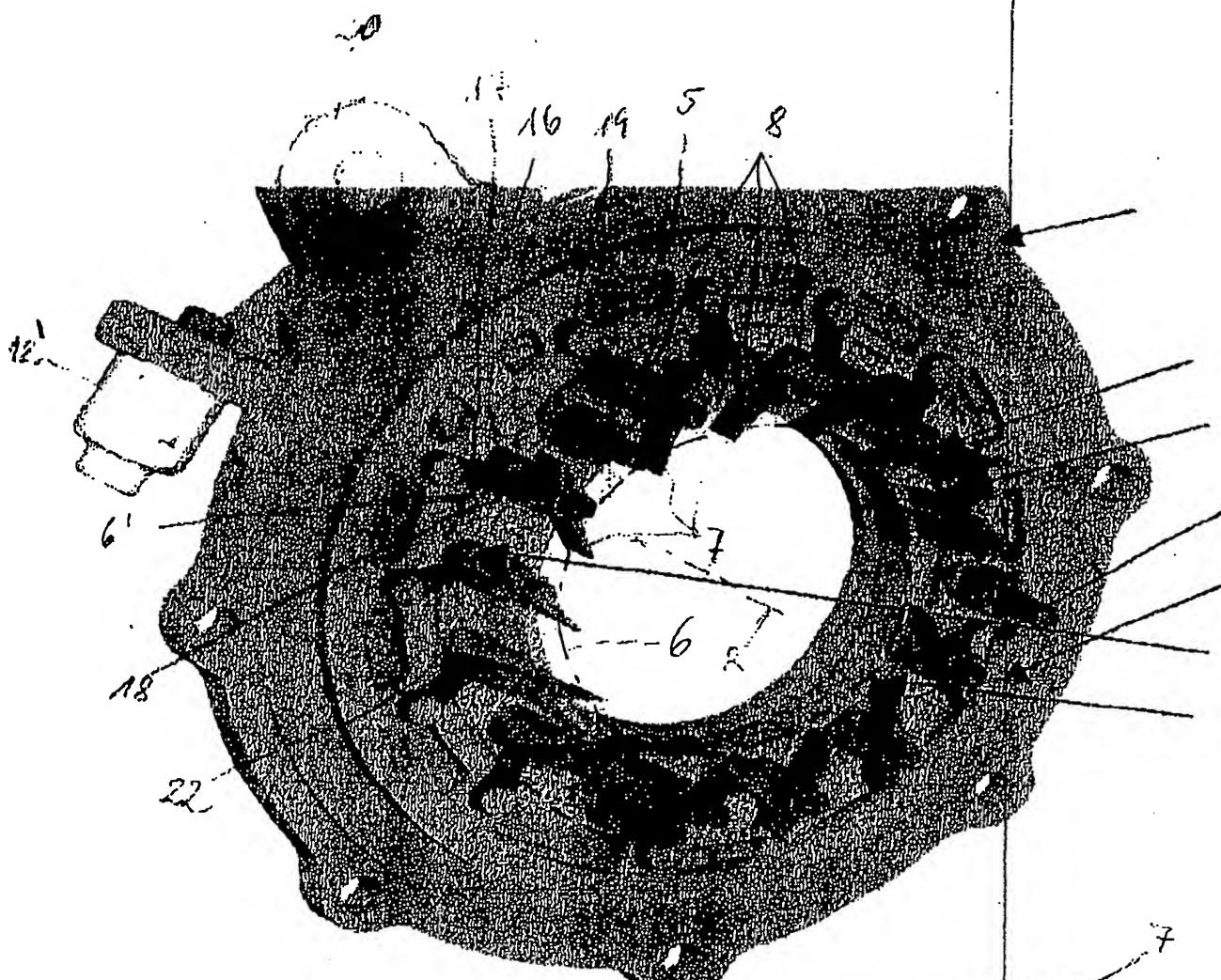
Fig.1

BEST AVAILABLE COPY

COPY

2/6

Fig. 2



BEST AVAILABLE COPY

3/6

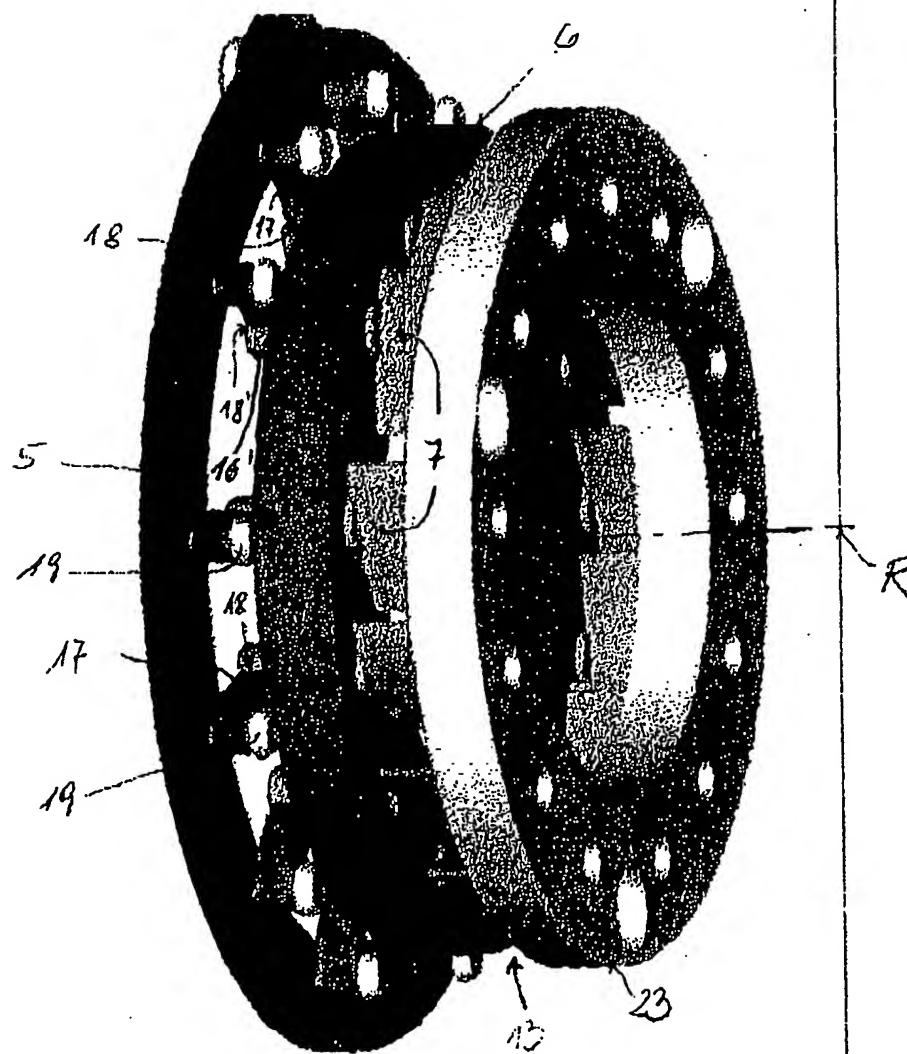


Fig. 4

BEST AVAILABLE COPY

Fig. 5

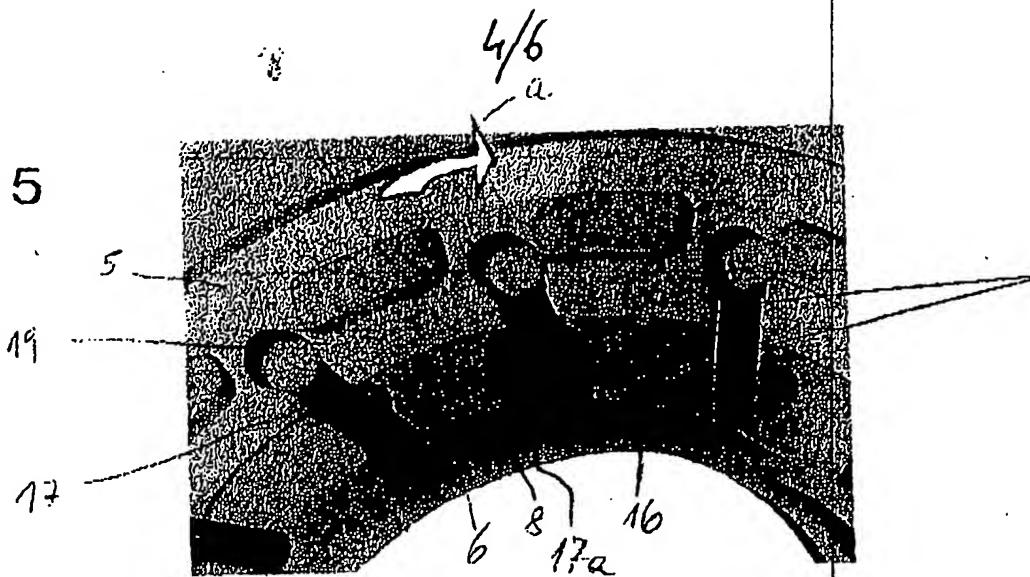


Fig. 6

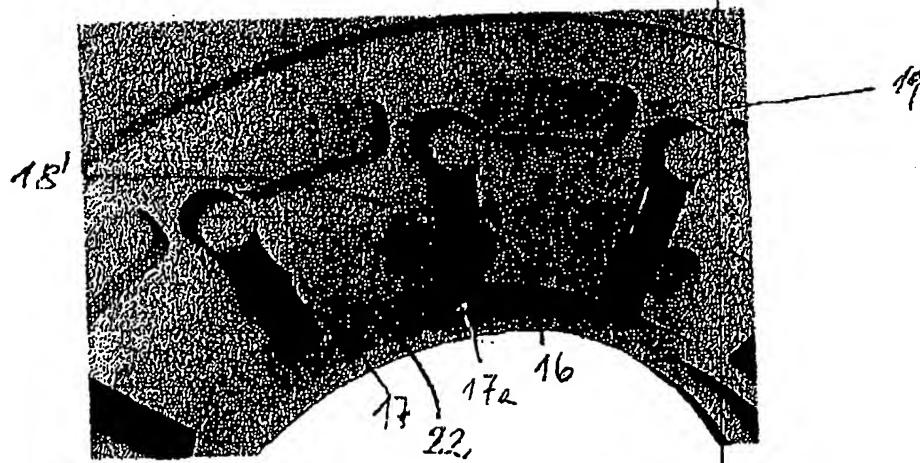
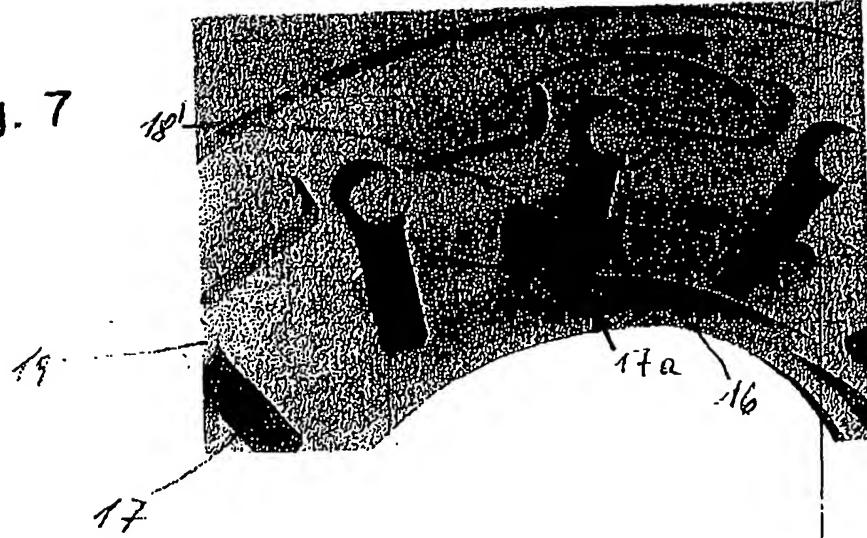


Fig. 7



BEST AVAILABLE COPY

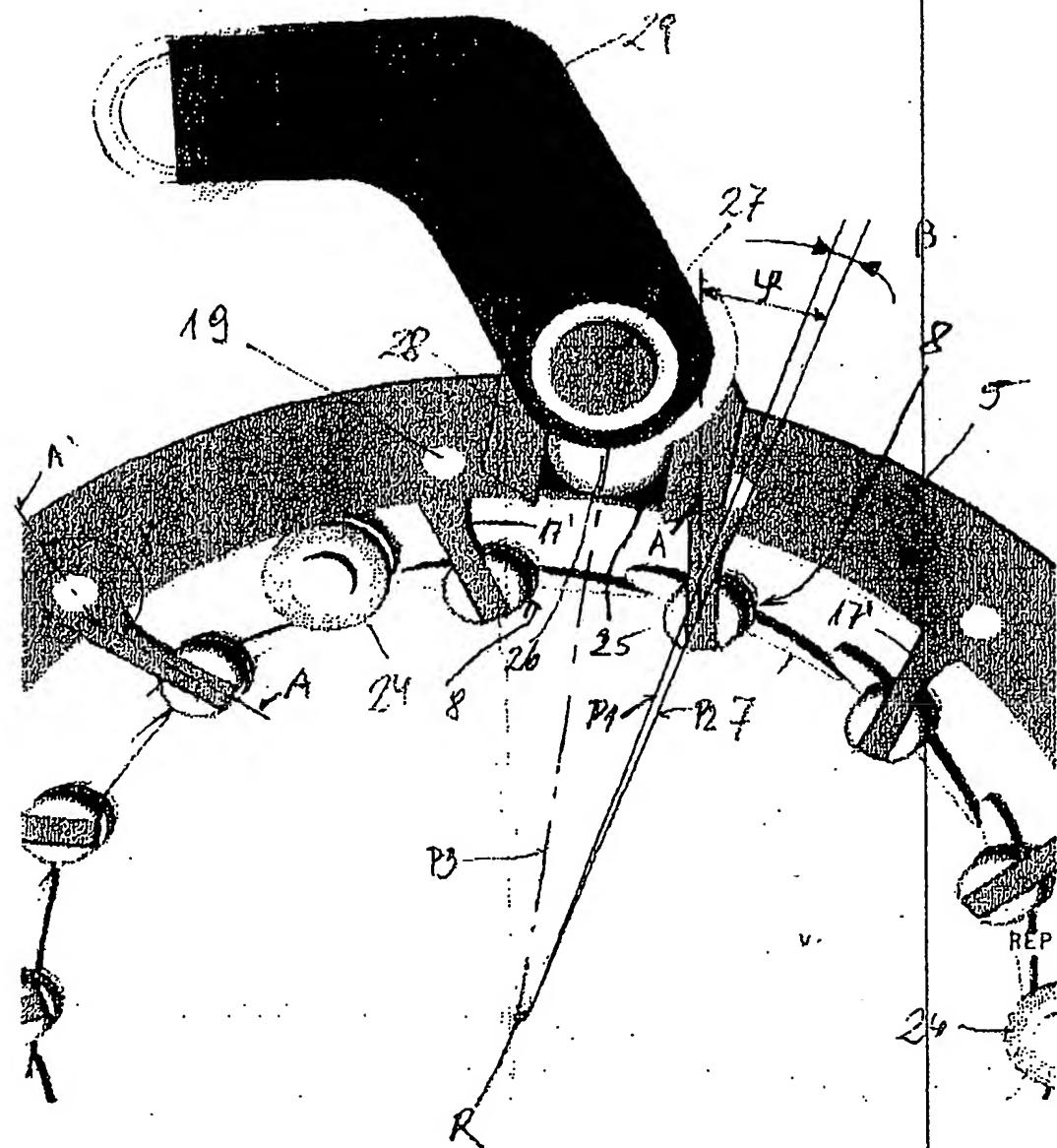


Fig. 8

BEST AVAILABLE COPY

BEST AVAILABLE COPY

6/6

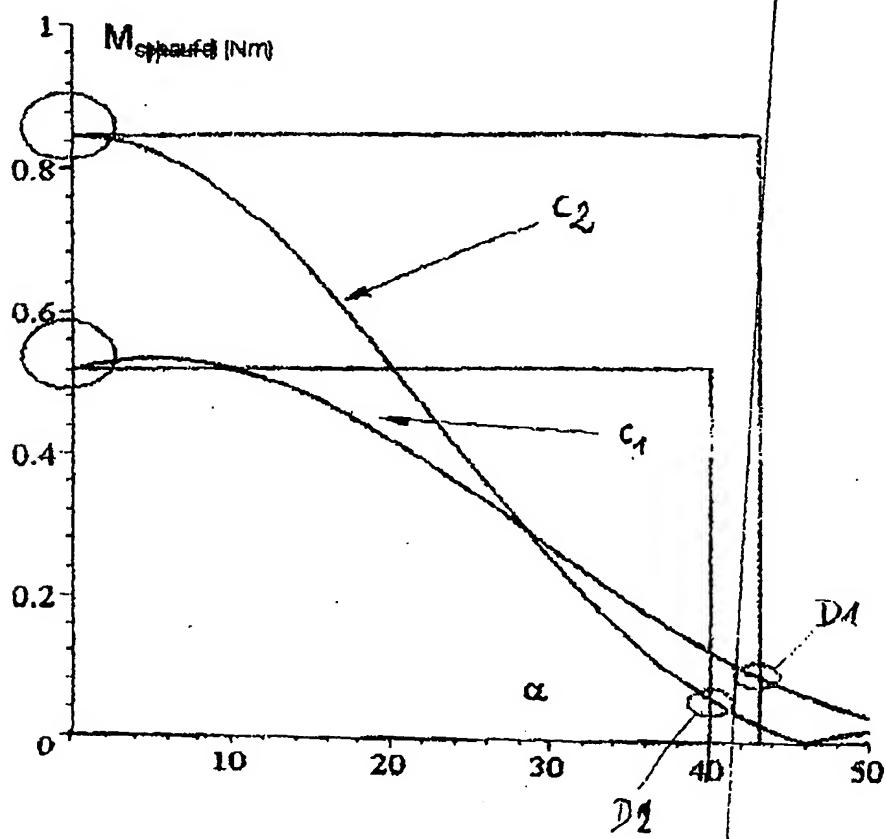


Fig. 9

BEST AVAILABLE COPY